3. PROIECTAREA ANGRENAJULUI CONIC

Calculul de rezistenţă a angrenajelor conice cu dantura în evolventă este reglementat în **STAS** 12268-84, considerând încărcarea reală atât la solicitarea flancului prin oboseală de contact cât şi la solicitarea de încovoiere a dinţilor.

Forţa tangenţială reală pentru calculul ***la solicitarea flancului prin oboseală de contact*** are valoarea:

$$F_{tmHreală} = F_{tmH} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \tag{3.1}$$

iar pentru ***solicitarea de încovoiere a dinţilor*** :

$$F_{tmFreală} = F_{tmF} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \tag{3.2}$$

în care: F_{tmH} şi F_{tmF} sunt forţele nominale pe conul frontal mediu, iar factorii K_A, K_V, $K_{H\beta}$, $K_{H\alpha}$, $K_{F\beta}$, $K_{F\alpha}$ se aleg din tabele sau nomograme.

3.1. Predimensionarea angrenajului conic

Se determină diametrul mediu minim al pinionului şi modulul normal mediu minim din condiţiile de rezistenţă la solicitarea de *oboseală de contact*, respectiv *încovoiere* a dinţilor, se aleg numerele de dinţi şi deplasările specifice de profil pentru cele două roţi conice.

Calculul la oboseala de contact a flancurilor dinţilor se poate realiza prin compararea tensiunii de contact σ_{Hv} cu tensiunea admisibilă de contact $\sigma_{HP1(2)}$ cu relaţia:

$$\sigma_{Hv} = Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_E \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_{tmH} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}{b \cdot d_{m1v}} \cdot \frac{u_v + 1}{u_v}} \le \sigma_{HP1(2)} \tag{3.3}$$

cu:

$$\sigma_{HP1(2)} = \frac{\sigma_{H\lim 1(2)}}{S_{HP1(2)}} \tag{3.4}$$

unde: $\sigma_{H\lim 1(2)}$ este tensiunea limită la oboseala de contact a pinionului, respectiv roţii conice conduse şi $S_{HP1(2)}$ este coeficientul de siguranţă la solicitarea de contact.

Înlocuind în relaţiile anterioare:

$$F_{tmH} = F_{tm1} = \frac{2 \cdot T_{1k}}{d_{m1}}; \qquad b = \psi_{Rm} \cdot Rm; \qquad \psi_{Rm} = 2 \cdot \psi_{dm} \cdot \sin\delta_1$$

$$R_m = \frac{d_{m1}}{2 \cdot \sin\delta_1}; \qquad d_{m1v} = \frac{d_{m1}}{\cos\delta_1}; \qquad \cos\delta_1 = \frac{u_k}{\sqrt{u_k^2 + 1}}; \qquad u_v = u_k^2$$

rezultă relaţia de calcul pentru ***diametrul mediu minim al pinionului***:

$$d_{m1\min} = \left[\frac{2 \cdot T_{1k} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}{\psi_{dm} \cdot (\sigma_{H\lim b} / S_{HP})^2} \cdot \frac{\sqrt{u_k^2 + 1}}{u_k} \cdot \left(\frac{Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_E \cdot Z_\beta}{Z_N \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_x \cdot Z_W} \right)^2 \right]^{1/3} \tag{3.5}$$

Valoarea calculată se rotunjeşte la o valoare întreagă mai mare d_{m1} [mm].

Calculul dinţilor la oboseala prin încovoiere scris sub forma:

$$\sigma_F = \frac{F_{tmF} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}}{b \cdot m_{nm}} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \le \sigma_{FP} \qquad (3.6)$$

în care: $$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F\lim}}{S_{FP}} \qquad (3.7)$$

determină relaţia pentru ***modulul normal mediu minim***:

$$m_{nm\min} = \frac{2 \cdot T_{1k} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon}{\psi_{dm} \cdot d_{m1}^2 \cdot (\sigma_{0\lim} / S_{FP}) \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_R \cdot Y_X} \qquad (3.8)$$

Valoarea calculată se rotunjeşte la o valoare standardizată în **STAS 822 - 82, tabelul 1.13**

Mărimi de calcul

1. Date iniţiale :

- Momentul de torsiune al pinionului: $T_{1k} = \frac{P_{1k}}{\omega_{1k}} \cdot 10^6$ [N· mm] (3.9)
- Puterea transmisă de pinionul conic: $P_{1k} = P \cdot \eta_{tc} \cdot \eta_r$ [kW] (3.10)
- Turaţia pinionului: $n_{1k} = \frac{n_i}{i_{tc}}$ [rot/min] (3.11)
- Viteza unghiulară a pinionului : $\omega_{1k} = \frac{\pi \cdot n_{1k}}{30}$ [rad/s] (3.12)
- Raportul numerelor de dinţi: $u_k = \frac{z_{mare}}{z_{mic}} = i_k$ (3.13)
- Turaţia roţii conice condusă: $n_{2k} = \frac{n_{1k}}{i_k}$ [rot/min] (3.14)
- Numărul de cicluri de funcţionare ale pinionului (pentru solicitarea de contact şi încovoiere):

$$N_{Hk} = N_{Fk} = 60 \cdot n_{1k} \cdot D_h \qquad (3.15)$$

- Unghiul dintre axe: $\mathbf{\Sigma = 90^0}$
- Condiţiile de funcţionare: specificate prin tema de proiectare.

2. Date adoptate

- Tipul angrenajului: **conic cu dinţi drepţi**
- Materialul şi tratamentul termic: se aleg *oţeluri laminate* sau *forjate*. Marca de oţel şi tehnologia de fabricaţie se stabilesc astfel încât să poată oferi dinţilor condiţii optime de duritate şi structură, astfel:

- *oţeluri de îmbunătăţire* (HB ≤ 3000...3500 MPa) pentru viteze periferice v_p = 4...12 m/s cu tratament termic de călire-revenire înaltă în toată masa semifabricatului;

- *oţeluri durificate superficial* (HB > 3500 MPa) pentru viteze periferice v_p > 12 m/s cu tratament termic de *nitrurare* (în baie, gaz), *călire* prin curenţi de înaltă frecvenţă (CIF) sau călire cu flacară (CFL) sau *cementare*

Tabelul 1.1 - *marca oţel*, *duritatea flancului*, *mărimea caracteristică "s"* (dimensiunea roţii dinţate pe a cărei direcţie se primeşte şi se cedează cantitatea maximă de căldură în timpul încălzirii şi aplicării sarcinii).

- Clasa de precizie: se adoptă - *clasa mijlocie* : **7** ; **8** ; **9**

- Roata plană de referinţă **STAS 6844 - 80**: $\alpha_n = \mathbf{20^0}$, $h_a^* = \mathbf{1}$, $h_f^* = \mathbf{1{,}2}$, $c^* = \mathbf{0{,}2}$, $\delta_f^* = \mathbf{0{,}3}$
- Unghiul mediu de înclinare al danturii: β_m - se recomandă :

$= \mathbf{0^0}$	- dantura dreaptă;
$= \mathbf{10^0, 15^0, 20^0}$	- dantura înclinată

- Coeficientul diametral al lăţimii danturii:

$$\psi_{dm} = \frac{\psi_{Rm}}{2 \cdot \sin \delta_1} \tag{3.16}$$

în care: $\psi_{Rm} = \frac{b}{R_m}$ se alege din **tabelul 2.6** - în funcţie de tipul danturii şi mărimea solicitării;

$$\sin \delta_1 = \frac{1}{\sqrt{u_k^2 + 1}} \tag{3.17}$$

cu: δ_1 - semiunghiul conului de divizare al pinionului conic

- Factorul de utilizare: $K_A = K_{Am} \cdot K_{Al}$ - **tabelele 1.5** şi **1.6** - funcţie de caracteristicile şi tipul maşinii motoare şi a maşinii de lucru (antrenate)

- Factorul dinamic: $K_V = \mathbf{0{,}96 + 0{,}00032} \cdot n_{1k}$ - pentru dinţi drepţi şi $HB_{1(2)}$ < 3500 MPa;
$= \mathbf{0{,}97 + 0{,}00014} \cdot n_{1k}$ - pentru dinţi drepţi şi $HB_{1(2)}$ > 3500 MPa;
$= \mathbf{0{,}98 + 0{,}00011} \cdot n_{1k}$ - pentru dinţi înclinaţi şi $HB_{1(2)}$ < 3500 MPa;
$= \mathbf{0{,}96 + 0{,}00007} \cdot n_{1k}$ - pentru dinţi înclinaţi şi $HB_{1(2)}$ > 3500 MPa

- Factorul repartiţiei sarcinii pe lăţimea danturii: $K_{H\beta} = K_{F\beta}$ - **tabelul 2.5** - funcţie de: coeficientul ψ_{dm}, treapta de precizie a angrenajului şi poziţia roţilor faţă de reazeme

- Factorul repartiţiei frontale a sarcinii la solicitarea de contact:
$K_{H\alpha}$ = **1** - la danturi drepte precise (treptele 1...7);
$= 1 / Z_\varepsilon^2$ - la danturi neprecise (treptele > 7)

- Factorul influenţei formei dinţilor : $Z_H = \left(\dfrac{2 \cdot \cos \beta_b}{\sin \alpha_t \cdot \cos \alpha_t} \right)^{1/2}$ (3.18)

unde: - unghiul de înclinare pe cercul de bază $\beta_b = \arcsin(\sin \beta \cdot \cos \alpha_n)$ (3.19)

- unghiul de presiune de referinţă frontal: $\alpha_t = arctg(tg\alpha_n / \cos \beta)$ (3.20)

• Pentru dantura dreaptă: Z_H = **2,5**

- Factorul influenţei lungimii minime de contact:

Z_ε = **0,95** la danturi drepte sau înclinate cu $\psi_{dm} \leq$ 0,5;

= **0,88** pentru $\psi_{dm} >$ 0,5

- Factorul materialelor: Z_E - din **tabelul 1.9**, funcţie de tipul materialelor roţilor şi modulele de elasticitate

- Factorul influenţei înclinării danturii: $Z_\beta = (\cos \beta_m)^{1/2}$ (3.21)

- Rezistenţa limită de bază la oboseala de contact: $\sigma_{H\lim b}$ - se calculează cu relaţiile din **tabelul 1.11** - funcţie de tipul materialului, tratamentul termic şi duritatea flancurilor dinţilor

- Factorul de siguranţă admisibil pentru solicitarea de contact: S_{Hp} - **tabelul 1.10**

- Factorul influenţei duratei de funcţionare asupra solicitării de contact şi încovoiere: Z_N, respectiv Y_N - **tabelul 1.12 -** funcţie de materialul, tratamentul termic al danturii şi numărul de cicluri de solicitare la contact, respectiv încovoiere ($N_H = N_F$)

- Factorul influenţei ungerii: Z_L = **1**
- Factorul influenţei rugozităţii flancurilor dinţilor: Z_R = **1** - la danturi rectificate;

  = **0,9** - la danturi frezate
- Factorul influenţei vitezei periferice: Z_V = **1**
- Factorul de dimensiune: Z_X = **1**
- Factorul influenţei raportului durităţilor flancurilor dinţilor celor două roţi: Z_W = **1**
- Factorul repartiţiei între dinţi a sarcinii pentru solicitarea de încovoiere:

  $K_{F\alpha}$ = **1** - pentru angrenaje precise (treptele 1...7) cu încarcare normală sau mare;

  = $1 / Y_\varepsilon$ - pentru angrenaje neprecise (treptele 7 ... 11)

- Factorul de formă a dintelui: Y_{Fa} = **2,5** - la danturi îmbunătăţite;

  = **3,5** - la danturi durificate

- Factorul concentratorului de tensiune la piciorul dintelui: Y_{Sa} = **2**

- Factorul înclinarii dinţilor: Y_β = **1** dacă $\beta_m = 0^0$
  = **0,9** dacă $0^0 < \beta_m \le 10^0$
  = **0,8** dacă $\beta_m > 10^0$

- Factorul gradului de acoperire: Y_ε = **1**

- Rezistenţa limită de bază la solicitarea de încovoeire: $\sigma_{0\lim}$ - **tabelul 1.14 a, b, c, d -** funcţie de materialul danturii, tratamentul termic şi duritatea flancului în zona de racordare

- Factorul de siguranţă admisibil pentru solicitarea de încovoiere: S_{FP} - **tabelul 1.10 -** funcţie de tipul angrenajului şi condiţiile de funcţionare

- Factorul sensibilităţii materialului solicitat la oboseală la concentratorul de tensiune:

$$Y_\delta = \mathbf{1{,}1}$$

- Factorul de rugozitate: Y_R = **1**
- Factorul de dimensiune: Y_X = **1** - pentru $m_n \le 5$ mm
  = se determină din **tabelul 1.15** funcţie de material şi valoarea modulului m_n estimat.

3. <u>Elemente geometrice calculate</u>

- Diametrul mediu minim al pinionului conic: $d_{m1\min}$ [mm] - dat de relaţia (3.5)

- Diametrul mediu al pinionului: d_{m1} [mm] - valoarea calculată anterior, rotunjită la o valoare întreagă superioară

- Diametrul de divizare al pinionului pe conul frontal exterior:

$$d_{e1} = d_{m1}\left(1 + \psi_{dm} \cdot \sin\delta_1\right) \quad \text{[mm]} \qquad (3.22)$$

- Modulul normal mediu minim: $m_{nm\min}$ [mm] - calculat cu relaţia (3.8)

- Modulul normal mediu: m_{nm} [mm] - valoare superioară celei calculate **supraunitară**

- Modulul frontal median: $m_{tm} = m_{nm} / \cos\beta_m$ [mm] (3.23)

- Modulul frontal pe conul exterior: $m_{te} = m_{tm}\left(1 + \psi_{dm} \cdot \sin\delta_1\right)$ [mm] (3.24)

se standardizează conform **STAS 822-82 (tabelul 1.13) -** din următorul şir de valori:

1; 1,125; **1,25**; 1,375; **1,5**; 1,75; **2**; 2,25; **2,5**; 2,75; **3**; 3,5; **4**; 4,5; **5**; 5,5; **6**; 7; **8**; 9; **10**; 11; **12**; 14; **16**; 18; **20**; 22; **25**; 28; **32**; 36; **40**; 45; **50**; **60**; 70; **80**; 90; **100**.

- Numărul maxim de dinţi pentru pinionul conic: $z_{1k\,\max} = d_{e1} / m_{te}$ (3.25)

- Numărul de dinţi pentru pinion: z_{1k} - se alege din **recomandări** - funcţie de raportul de transmitere:

i_k	1	2	3	4	5	6,3
z_{1k}	18 ... 40	15 ... 30	12 ... 23	10 ... 18	8 ... 14	6 ... 10

- Numărul de dinţi pentru roata conică condusă: $z_{2k} = u \cdot z_{1k}$ (3.26)

<u>*Observaţii*</u>:

- z_{1k} şi z_{2k} se rotunjesc la valori întregi cu respectarea condiţiei:

$$\Delta u = \left| \frac{u_{dat} - u_{realizat}}{u_{dat}} \right| \cdot 100 \le \Delta u_a \tag{3.27}$$

unde: $u_{dat} = i_k = u$; $u_{realizat} = z_{2k} / z_{1k}$; $\Delta u_a = 3$ **%**

- Dacă nu se realizează condiţia: se micşorează sau se măresc z_{1k} şi /sau z_{2k} pe cât posibil să nu aibă divizori comuni.

- Modulul frontal recalculat: $m_{te} = d_{e1} / z_{1k}$ [mm] (3.28)

Valoarea calculată se **standardizează** (**tabelul 1.13**).

- Coeficientul deplasărilor de profil (radiale şi tangenţiale): angrenajele conice se realizează ca angrenaje *zero* sau *zero deplasate*, astfel:

  - deplasările radiale de profil:
    - pentru pinion: x_{r1} - se stabileşte din **tabelul 2.11** - funcţie de: β_m, z_{1k}, u ;
    - pentru roata condusă: $x_{r2} = -x_{r1}$;

  - deplasările tangenţiale de profil:
    - pentru pinion: x_{t1} - din **tabelul 2.14** - funcţie de: β_m şi u ;
    - pentru roata condusă: $x_{t2} = -x_{t1}$.